

Aleksander OLCZYK
Politechnika Łódzka
Instytut Maszyn Przepływowych
aleksander.olczyk@p.lodz.pl

ANALIZA MOŻLIWOŚCI ZWIĘKSZANIA MOCY TŁOKOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH

Streszczenie: W artykule przedstawiono analizę czynników wpływających na moc tłokowego silnika spalinowego. Wyprowadzono zależność pozwalającą wyrazić moc jednostkową silnika jako funkcję kilku zmiennych (parametrów), które poddano szczegółowej analizie w kolejnych podrozdziałach.

Stwierdzono, iż wymierny wzrost mocy silnika o określonych wymiarach głównych można uzyskać głównie dzięki dwóm czynnikom: poprawie sprawności napełnienia η_v , oraz wzrostowi gęstości powietrza na wlocie do cylindrów. Szczególnie ten drugi sposób cechuje duża skuteczność, a dodatkowo pozwala on na kształtowanie charakterystyk zewnętrznych silnika w sposób korzystny z punktu widzenia sposobu jego użytkowania (np. właściwości trakcyjnych napędzanego pojazdu).

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, parametry pracy silnika, ładowanie silników spalinowych

A STUDY OF OPTIONS TO INCREASE THE POWER OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Abstract: The paper presents an analysis of parameters impacting the power of an IC engine. A relationship expressing the engine unit power as a function of some variables (parameters) had been found and those parameters had been thoroughly examined in successive subsections.

It was found that - for a fixed engine size - a substantial increase of the engine power can be primarily attributed to two parameters: volumetric efficiency and air density at the engine inlet. The second parameter is particularly efficient in increasing the engine power and, additionally, it allows enhancing the shape of the engine characteristics from the point of view of its operating conditions (e.g. traction properties of a driven vehicle.)

Keywords: IC engine, engine performances, air charging of engines

1. WSTĘP

„Les lois de la concurrence font qu'un moteur qui ne double pas de puissance en 12 à 15 ans meurt et l'entreprise qui le fabrique – aussi”¹

Claude Daugas

Silniki spalinowe pozostają podstawowym źródłem napędu pojazdów. Pomimo intensywnych prac nad źródłami alternatywnymi (silniki elektryczne, ogniwa paliwowe), żadne z nich nie osiągnęło stopnia rozwoju pozwalającego mu konkurować z silnikiem spalinowym (biorąc pod uwagę takie aspekty jego eksploatacji jak uniwersalność, właściwości trakcyjne, koszty eksploatacji, wygoda eksploatacji uwzględniająca dostępność paliwa/energii, części zamiennych, sieć serwisową czy wreszcie przyzwyczajenia użytkowników pojazdów).

Silnik spalinowy doskonalony od ponad 130 lat nie da się łatwo zdetrонizować. Najbardziej prawdopodobnym kierunkiem rozwoju źródeł napędu jest jego dalszy rozwój, zapewne w skojarzeniu z maszynami przepływowymi (sprężarki lub turbospoły ładujące) lub elektrycznymi (napędy hybrydowe).

Kierunki rozwoju silników spalinowych wyznaczają wymagania odnośnie właściwości trakcyjnych napędzanego pojazdu, kosztów zakupu oraz kosztów eksploatacji związanych zarówno ze zużyciem paliwa jak i kosztami napraw oraz narzucane przez coraz surowsze normy wymagania związane z ekologią zarówno w procesie wytwarzania silników jak i ich eksploatacji. Niepoślednią rolę odgrywają także szybkie zmiany na rynku cen podstawowych paliw, na które nakłada się polityka fiskalna państw. Efekty tych zmian obserwujemy w postaci dynamicznego wzrostu liczby pojazdów napędzanych gazem płynnym (LPG) oraz olejem napędowym (Diesel).

Niezależnie od stosowanego paliwa, dążeniem konstruktorów jest stworzenie silnika generującego moc konieczną do zapewnienia pojazdowi odpowiednich do jego przeznaczenia właściwości trakcyjnych, przy zachowaniu jego masy, gabarytów oraz kosztów wytwarzania i eksploatacji na jak najniższym poziomie.

W prosty sposób przekłada się to na konieczność stałego podnoszenia mocy jednostkowych silników, a mottem dla tych działań mogą być otwierające wstęp słowa znakomitego francuskiego konstruktora silników prof. Claude'a Daugas.

2. PARAMETRY WPLYWAJĄCE NA MOC SILNIKA

¹ „Prawa konkurencji sprawiają, że silnik który nie podwaja swej mocy w ciągu 12-15 lat umiera, a firma która go produkuje umiera razem z nim.”

Moc efektywną silnika P_e (1) można wyrazić jako iloczyn sprawności ogólnej η_g i strumienia ciepła \dot{Q} doprowadzanego do cylindra:

$$P_e = \eta_g \dot{Q} \quad (1)$$

Równanie (1) można opisać słowami „sprawniej” i „więcej”. Im więcej ciepła uda nam się dostarczyć czynnikowi i im sprawniej je przetworzymy, tym więcej mocy trafi do układu napędowego pojazdu.

Sprawność ogólna silnika η_g zależy od jakości procesów cieplnych oraz mechanicznych, które w nim zachodzą i można ją wyrazić jako:

$$\eta_g = \eta_c \eta_m \quad (2)$$

gdzie:

η_c - sprawność cieplna;

η_m - sprawność mechaniczna.

Strumień ciepła możliwy do dostarczenia do cylindra silnika (3) wynika z wartości opałowej W_u stosowanego paliwa oraz jego ilości wyrażonej strumieniem masy \dot{m}_{pal} :

$$\dot{Q} = W_u \cdot \dot{m}_{pal} \quad (3)$$

Ilość paliwa dostarczanego do cylindra jest ograniczona wielkością ładunku, który można zamknąć w cylindrze silnika w trakcie jednego cyklu jego pracy. Ta z kolei wynika z proporcji pomiędzy ilością paliwa i powietrza, zapewniających palność wytworzonej mieszanki.

Sumaryczny masowy ładunek czynnika doprowadzany do silnika w czasie jednego cyklu pracy jest sumą dawek paliwa i powietrza dostarczanych do cylindra²:

$$\dot{m}_{lad} = \dot{m}_{pal} + \dot{m}_{pow} \quad (4)$$

przy czym proporcje tych dawek określają:

- zapotrzebowanie powietrza do spalania M (5), będące stosunkiem strumienia masy powietrza potrzebnego do stechiometrycznego (bez nadmiaru powietrza) spalania jednostkowej dawki paliwa:

$$M = \frac{(\dot{m}_{pow})_{stech}}{\dot{m}_{pal}} \quad (5)$$

² Przy zaniedbaniu reszty spalin pozostających w cylindrze oraz spalin biorących udział w procesie recyrkulacji

- współczynnik nadmiaru powietrza λ (6), określający ilość powietrza dostarczanego do cylindra w stosunku do zapotrzebowania wynikającego ze stechiometrycznych reakcji spalania:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{pow}}{(\dot{m}_{pow})_{stech}} \quad (6)$$

Zachowując proporcje wyrażone równaniami (5) i (6), strumień powietrza, który należy dostarczyć do cylindra przy zachowaniu prawidłowego składu mieszanki można zapisać jako:

$$\dot{m}_{pow} = \lambda M \dot{m}_{pal} \quad (7)$$

Strumień ten musi jednocześnie spełniać warunek napełnienia cylindra o określonej objętości, przy określonych stratach napełnienia. Straty te określa sprawność napełnienia η_v , definiowana jako stosunek masowego ładunku dostarczonego do cylindra oraz ładunku teoretycznie możliwego do dostarczenia, przy tych samych parametrach na wlocie do cylindra [1] :

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{lad}}{(\dot{m}_{lad})_t} = \frac{\frac{p_s V_s}{RT_s}}{\frac{p_0 V_s}{RT_0}} = \frac{p_s T_0}{p_0 T_s} \quad (8)$$

gdzie:

p_0, T_0 - parametry czynnika (ciśnienie i temperatura) na wlocie do cylindra;

p_s, T_s - parametry czynnika w końcu suwu napełniania;

R - indywidualna stała gazowa;

V_s - objętość skokowa silnika.

Ze wzoru (8) łatwo widać, że na starty napełnienia składają się straty przepływu podczas napełniania cylindra ($p_s < p_0$) oraz zjawiska cieplne polegające na ogrzaniu czynnika od ścianek cylindra ($T_s > T_0$). Obydwa te procesy prowadzą do zmniejszenia gęstości czynnika, co pogarsza masowe napełnienie cylindra.

W przypadku silników o zapłonie samoczynnym oraz silników benzynowych z wtryskiem bezpośrednim, paliwo jest dostarczane bezpośrednio do cylindra i jego masa nie bierze udziału w tworzeniu strat napełnienia. W tym przypadku sprawność napełnienia można wyrazić jako:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{pow}}{(\dot{m}_{pow})_t} = \frac{\dot{m}_{pow}}{\rho_{pow} \frac{V_s}{t_{cyklu}}} \quad (9)$$

gdzie:

\dot{m}_{pow} - rzeczywisty strumień powietrza dostarczany do cylindra w jednym cyklu pracy;

ρ_{pow} - gęstość powietrza na wlocie do cylindra;

$$t_{cyklu} = \frac{\tau}{2n} \text{ - czas cyklu}$$

gdzie:

n - prędkość obrotowa silnika;

τ - wskaźnik suwowości ($\tau=2$ dla silników dwusuwowych oraz $\tau=4$ dla czterosuwowych).

W efekcie strumień powietrza dostarczany do silnika zgodnie z warunkami napełnienia można wyrazić jako:

$$\dot{m}_{pow} = \frac{2n}{\tau} \eta_v \rho_{pow} V_s \quad (10)$$

Porównując warunki na strumień powietrza wyrażone równaniami (7) i (10) otrzymamy:

$$\dot{m}_{pal} = \frac{2n}{\tau \lambda M} \eta_v \rho_{pow} V_s \quad (11)$$

Uwzględniając (11) i (3) w (1) oraz wyrażając objętość skokową silnika za pomocą jego wymiarów głównych:

$$V_s = k \frac{\pi D^2}{4} S \quad (12)$$

gdzie:

k - liczba cylindrów;

D - średnica cylindra;

S - skok tłoka;

otrzymamy ostatecznie:

$$P_e = \eta_c \eta_m \eta_v W_u \frac{k \pi D^2}{4 \tau M \lambda} c_{sr} \quad (13)$$

gdzie:

$c_{sr} = 2Sn$ jest średnią prędkością tłoka³.

Wyrażenie (13) ujawnia wielkości wpływające na moc silnika. Są to kolejno:

η_c - sprawność cieplna;

η_m - sprawność mechaniczna;

η_v - sprawność napełnienia;

c_{sr} - średnia prędkość tłoka;

³ Średnia prędkość tłoka jest jednym z podstawowych parametrów opisujących pracę silnika; charakteryzuje jego szybkobieżność

- λ - współczynnik nadmiaru powietrza;
 M - zapotrzebowanie powietrza do spalania;
 ρ_{pow} - gęstość powietrza

Aby móc porównywać silniki o różnych wymiarach głównych wygodniej jest operować mocą jednostkową (odniesioną do pojemności silnika) $P_{eV} = P_e / kV_s$. Wyrażenie (13) zapisane dla mocy jednostkowych przyjmie postać:

$$P_{eV} = \eta_c \eta_m \eta_v W_u \frac{2n}{\pi M \lambda} \rho_{pow} \quad (14)$$

w której jako jawna zmienna występuje prędkość obrotowa n .

Ze wzoru (13) wynika, iż podnoszeniu mocy jednostkowej silnika sprzyja wzrost wartości każdej ze sprawności, a także wzrost prędkości obrotowej oraz gęstości powietrza dostarczanego do silnika. Z kolei wartości współczynnika nadmiaru powietrza oraz zapotrzebowanie powietrza do spalania powinny przyjmować wartości jak najmniejsze.

3. ANALIZA PARAMETRÓW KSZTAŁTUJĄCYCH MOC SILNIKA

3.1. Sprawność cieplna

Sprawność cieplną silnika definiuje się jako iloczyn sprawności teoretycznej η_t obiegu porównawczego oraz sprawności indykowanej η_i [5]:

$$\eta_c = \eta_t \cdot \eta_i \quad (15)$$

Jako punkt wyjścia dla opisu procesów termodynamicznych zachodzących w silniku spalinowym przyjmuje się zwykle jeden z obiegów teoretycznych: Otto – dla silników z zapłonem iskrowym (ZI) oraz Diesla – z samoczynnym (ZS).

Uogólnioną formą przedstawienia tych przemian jest obieg Sabathé, przedstawiony na Rys. 1.

W obiegu tym ciepło doprowadzane jest wzdłuż izochory (2)-(3) a następnie izobary (3)-(4), zaś odprowadzane wzdłuż izochory (5)-(1). Obieg dopełniają przemiany izentropowego sprężania (1)-(2) oraz rozprężania (4)-(5).

Sprawność teoretyczną obiegu Sabathé opisuje wzór:

$$\eta_{tS} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\alpha \varphi^{\kappa} - 1}{(\alpha - 1) + \kappa \alpha (\varphi - 1)} \quad (16)$$

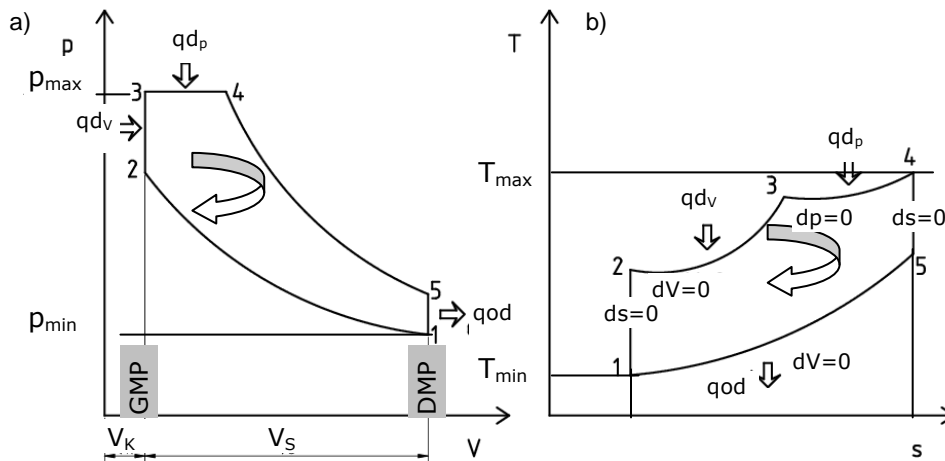
gdzie:

$$\varepsilon = \frac{V_S + V_K}{V_K} - \text{stopień sprężania}^4;$$

$$\alpha = \frac{p_3}{p_2} = \frac{p_{max}}{p_2} - \text{stopień przyrostu ciśnienia podczas doprowadzania ciepła};$$

$$\varphi = \frac{V_4}{V_2} = \frac{V_4}{V_K} - \text{stopień przyrostu objętości podczas doprowadzania ciepła}$$

(zwany również stopniem obciążenia [8]).



Rys. 1. Obieg Sabathé przedstawiony we współrzędnych p-V (a) i T-s (b). V_s - objętość skokowa, V_K - objętość komory spalania.

Fig. 1. Sabathé cycle represented in p-V (a) and T-s (b) coordinates: V_s - swept volume, V_K - combustion chamber volume

Dla obiegu Otto $q_{dp} = 0$, wobec czego $\varphi = 1$ i sprawność teoretyczna wynosi:

$$\eta_{iO} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (17)$$

gdzie κ jest wykładnikiem izentropy

Dla obiegu Diesla $q_{dv} = 0$, wobec czego $\alpha = 1$ i sprawność teoretyczna wynosi:

⁴ Prof. Gundlach sugerował nazywanie go „stopniem zgęszczania”, ponieważ jest wyrażony stosunkiem objętości a nie ciśnień. Z kolei prof. Ochęduszek stosował pojęcie „stosunek kom-presji” [6]

$$\eta_{iD} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\varphi^{\kappa} - 1}{\kappa(\varphi - 1)} \quad (18)$$

Ze wzorów (17) i (18) wynika, że sprawność teoretyczna rośnie wraz ze wzrostem stopnia sprężania, przy czym obieg Otto przy tym samym stopniu sprężania jest sprawniejszy od obiegu Diesla.

Jednak w przypadku silników ZI, ze względu na ryzyko powstawania spalania detonacyjnego⁵, wartości stopnia sprężania muszą być ograniczane. Dla aktualnie produkowanych silników nie przekraczają one zwykle wartości 11,0. Dzięki zastosowaniu specjalnych rozwiązań konstrukcyjnych dotyczących m.in. systemów wtrysku paliwa (wtrysk bezpośredni do cylindra), spalania (spalanie mieszanek uwarstwionych) oraz dostarczania powietrza do cylindra (kanały dolotowe o zmiennej w funkcji prędkości obrotowej długości i zmiennym przekroju) udaje się uzyskać wartości stopnia sprężania na poziomie 11,5 (silniki FSI koncernu Volkswagen) Są to jednak wartości znacznie niższe niż w przypadku silników ZS, w których brak jest ograniczeń wynikających z przebiegu procesu spalania (wynikają one jedynie z dopuszczalnych ciśnień i temperatur maksymalnych obiegu).

Na Rys. 2 dokonano porównania obiegów Otto i Diesla zrealizowanych w tym samym przedziale temperatur: $T_{min} = 298 \text{ K}$, $T_{max} = 2000 \text{ K}$ [2], określając maksymalną sprawność teoretyczną obiegu cieplnego, odpowiadającą sprawności cyklu Carnot'a, który naniesiono linią przerywaną. Obiegi Otto i Diesla porównano przy tej samej ilości odprowadzanego ciepła. Przypadek ten zachodzi dla typowych wartości stopni sprężania: $\varepsilon_O = 10$, $\varepsilon_D = 20$ ⁶. Wartości parametrów termodynamicznych (ciśnienia i temperatury) dla charakterystycznych punktów tych trzech obiegów (O,D,C) zestawiono na Rys. 2 w kolumnie po prawej stronie.

Porównując wartości ciepła dostarczonego do obiegów otrzymamy:

$$q_{dO} = c_v (T_3 - T_2) = 713 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} (2000 - 770)\text{K} = 877 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{dD} = c_p (T_3 - T_2) = 1000 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} (2000 - 1020)\text{K} = 982 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

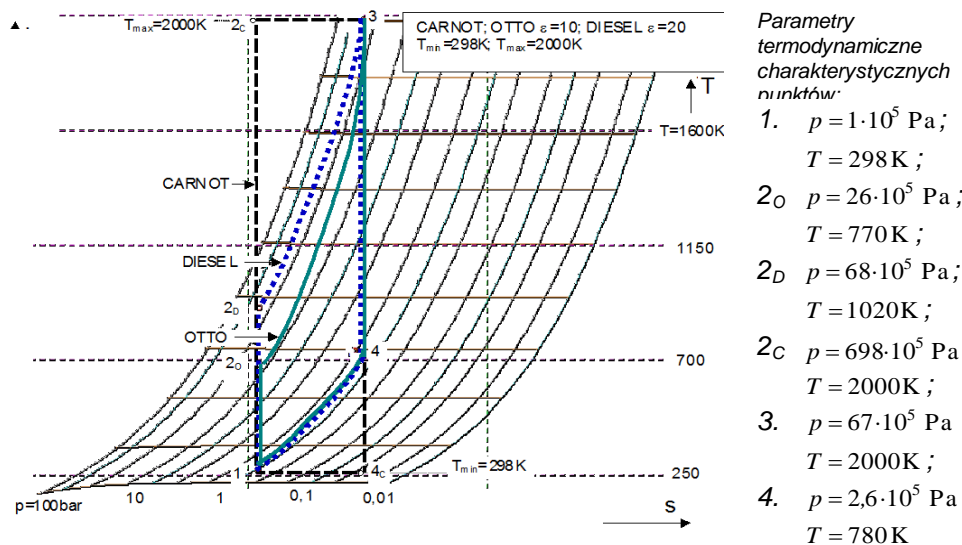
Jak widać, dzięki możliwości dostarczenia większej ilości ciepła do obiegu Diesla (przy założonych wartościach skrajnych temperatur obiegu), pozwala on na osiągnięcie wyższej sprawności teoretycznej niż obieg Otto. Dla założonych

⁵ W literaturze częściej spotyka się termin spalanie stukowe. Autor jest jednak zwolennikiem określenia „spalanie detonacyjne” używanego przez prof. Sygniewicza [3]. Określenie to jego zdaniem lepiej ilustruje istotę tego rodzaju spalania, polegającą na powstawaniu ognisk samozapłonów rozprzestrzeniających się w postaci fal uderzeniowych w objętości komory spalania.

⁶ Są to typowe wartości dla silników benzynowych z klasycznymi systemami spalania oraz silników Diesla z dzielonymi komorami spalania.

parametrów termodynamicznych obiegu otrzymuje się: $\eta_{tO} = 0,608$ oraz $\eta_{tD} = 0,650$. Dla porównania: sprawność obiegu Carnot'a w tym samym zakresie temperatur wynosi $\eta_{tC} = 0,851$.

Powyższa analiza wykazuje atrakcyjność obiegu Diesla jako obiegu porównawczego, przy przyjęciu jako kryterium oceny jego sprawności teoretycznej.



Rys. 2. Porównanie obiegów Otto ($\epsilon_O = 10$), Diesla ($\epsilon_D = 20$) i Carnot'a realizowanych w tym samym przedziale temperatur (298-2000K). Obiegi Otto i Diesla porównano przy tej samej ilości odprowadzonego ciepła.

Fig. 2. Comparison of Otto ($\epsilon_O = 10$), Diesel ($\epsilon_D = 20$) and Carnot cycles accomplished in the same temperature range (298-2000K). Otto and Diesel cycles are compared for the same quantity of heat rejected.

3.2. Sprawność mechaniczna

Czynniki wpływające na sprawność mechaniczną powinny być starannie analizowane na etapie projektowania silnika. Sochan [7] podaje 9 podstawowych składników strat mechanicznych wyrażając je w funkcji parametrów konstrukcyjnych silnika.

Generalnie, poprawę sprawności mechanicznej można uzyskać poprzez:

- ograniczanie strat tarcia:
 - minimalizowanie liczby pierścieni, dobór odpowiednich materiałów i rodzajów obróbki, szczegółowe analizy współpracy złozenia tłok-cylinder;
 - zapewnienie odpowiedniej sztywności łożysk;
 - upraszczanie konstrukcji napędów pomocniczych (minimalizowanie ilości kół napędowych);

2) ograniczanie mocy pobieranej przez urządzenia pomocnicze:

- unikanie przewymiarowania pomp;
- unikanie wyższych niż konieczne ciśnień i strumieni przepływu w układach chłodzenia i smarowania

Powyższe czynniki są istotne w ogólnym bilansie mocy silnika, jednak nie prowadzą wyraźnego wzrostu jego mocy.

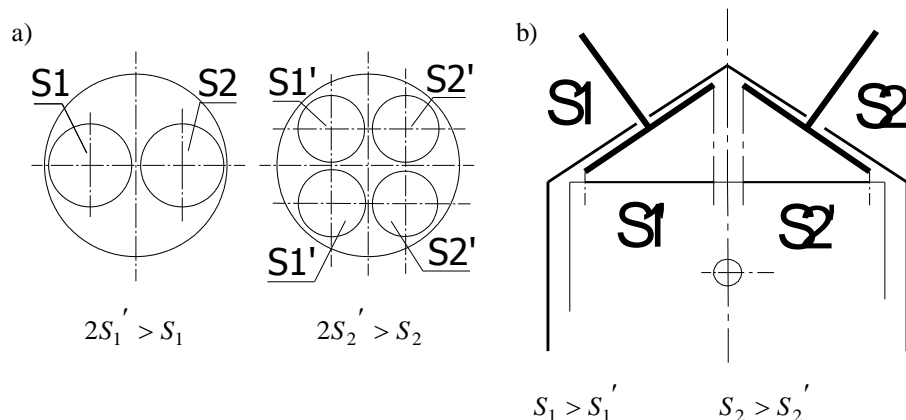
3.3. Sprawność napełnienia

Poprawa sprawności napełnienia wiąże się z zabiegami mającymi na celu zmniejszenie oporów przepływu przez układ dolotowy, począwszy od filtra paliwa a skończywszy na zaworze dolotowym, ale także umożliwienie skutecznego usunięcia spalin z cylindra⁷. W praktyce na poprawę sprawności napełnienia można wpływać poprzez:

- a) minimalizowanie strat przepływu w kanałach dolotowych i wylotowych;
- b) zwiększanie powierzchni zaworów dolotowych i wylotowych; uzyskuje się je poprzez:

- zwiększenie liczby zaworów na cylinder (Rys. 3.a). Rozwiązanie takie pozwala lepiej wykorzystać powierzchnię w płaszczyźnie głowicy, odpowiadającą średnicy cylindra. Obecnie coraz częściej projektuje się silniki z 4 lub 5 zaworami na cylinder, a w przypadku silników o ambicjach sportowych występuje nawet 6 zaworów;

- pochylenie osi zaworów w stosunku do osi cylindra (Rys. 3.b). Powierzchnia zaworów jest większa, niż powierzchnia ich rzutu na płaszczyznę głowicy.



Rys. 3. Metody zwiększania sumarycznej powierzchni zaworów: a) zwiększenie liczby zaworów, b) pochylenie osi zaworów

⁷ Spaliny pozostające w cylindrze po zakończeniu suwu wydechu utrudniają napływ świeżego czynnika do cylindra

Fig. 3. Methods to increase total valve ports area: a) increase the number of valves, b) inclination of valve axis

c) dobór kątów fazowych rozrządu. Coraz częściej stosuje się systemy tzw. zmiennych faz rozrządu, pozwalające na zwiększenie czasu otwarcia zaworu dolotowego połączone z regulacją wzniosu zaworu, umożliwiającą jego zwiększenie przy wyższych prędkościach obrotowych silnika, a więc większych oporach przepływu.

Opisane metody zwiększania sprawności napełnienia przynoszą efekty w postaci przyrostów mocy, na poziomie kilku-kilkunastu procent, jednak dotyczą one zwykle ograniczonego zakresu prędkości obrotowych silnika. Szczegółową analizę wpływu różnych parametrów konstrukcyjnych układu dolotowego silnika na wartość sprawności napełnienia przedstawia Mysłowski [4]. Podaje on liczby kryterialne, pozwalające na analizę konstrukcji geometrii układu dolotowego pod kątem uzyskania jak największej sprawności napełnienia. Za podstawowe wielkości kryterialne uznaje liczby K_1 ⁸: definiowaną jako:

$$K_1 = \frac{L_D f}{a} \quad (19)$$

gdzie:

L_D - długość przewodu dolotowego;

f - częstotliwość wymuszenia;

a - lokalna prędkość dźwięku;

oraz K_2 :

$$K_2 = \frac{L_D}{S} \left(\frac{d}{D} \right)^2 \quad (20)$$

gdzie:

d - średnica przewodu dolotowego.

Liczby te wiążą wymiary główne silnika oraz geometrię przewodów dolotowych z częstotliwością wymuszenia przy określonej prędkości przemieszczania się zaburzeń (prędkości dźwięku). W pewnych – stosunkowo wąskich - przedziałach zmienności liczb K_1 i K_2 można uzyskać wartości współczynnika napełnienia $\eta_v > 1$. Mamy wówczas do czynienia z doładowaniem dynamicznym⁹ silnika.

⁸ Liczba K_1 odpowiada w istocie liczbie kryterialnej Strouhala (Sh) będącej jednym z kryteriów podobieństwa przepływów, używanej w analizach przepływów pulsacyjnych

⁹ Mysłowski używa terminu „doładowanie bezsprężarkowe”, które dobrze oddaje istotę tego zjawiska, bowiem efekt przyrostu ilości ładunku zamkniętego w cylindrze uzyskuje się dzięki efektem dynamicznym w gazach przepływającym przez układ dolotowy, a nie dzięki zewnętrznemu urządzeniu (sprężarka, dmuchawa) – tak jak ma to miejsce w przypadku ładowania silników np. za pomocą turbosprężarek ładujących

W praktyce, dzięki wykorzystaniu efektów dynamicznych w układzie dolotowym silnika, można uzyskać wartości współczynnika napełnienia η_v na poziomie 1,20 – dotyczy jednak jedynie wąskiego zakresy prędkości obrotowych silnika

3.4. Prędkość obrotowa, średnia prędkość tłoka

Ze wzoru (13) wynika, że moc jednostkowa jest liniową funkcją prędkości obrotowej.

Podobnie, jeżeli wprowadzimy do modelu średnie ciśnienie efektywne p_e , definiowane jako stałe ciśnienie, które wykonałoby pracę równą zmiennemu ciśnieniu obiegu:

$$p_e = \frac{P_e \cdot \tau}{V_s \cdot 2n} = \frac{P_e \cdot \tau}{\frac{\pi D^2}{4} S \cdot 2n} \quad (21)$$

i wyrazimy za jego pomocą moc efektywną:

$$\boxed{P_e} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p_e \cdot 2Sn = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p_e \cdot c_{sr} \quad (22)$$

można stwierdzić, że zależy ona liniowo od dwóch zmiennych: p_e i c_{sr} .

Zmienne te nie są jednak niezależne od siebie. Podnoszenie średniej prędkości tłoka jest skuteczne jedynie do pewnej wartości. W miarę dalszego jej wzrostu następuje spadek ciśnienia efektywnego, ponieważ:

- straty przepływu są proporcjonalne do $(c_{sr})^2$ - w efekcie $\eta_v \downarrow$;
- straty tarcia są proporcjonalne do $(c_{sr})^2$ - w efekcie $\eta_m \downarrow$.

W praktyce moc efektywna rośnie wolniej niż liniowo w miarę wzrostu c_{sr} .

Dodatkowo: obciążenia dynamiczne silnika są proporcjonalne do $(c_{sr})^2$ a zużycie silnika do $(c_{sr})^3$.

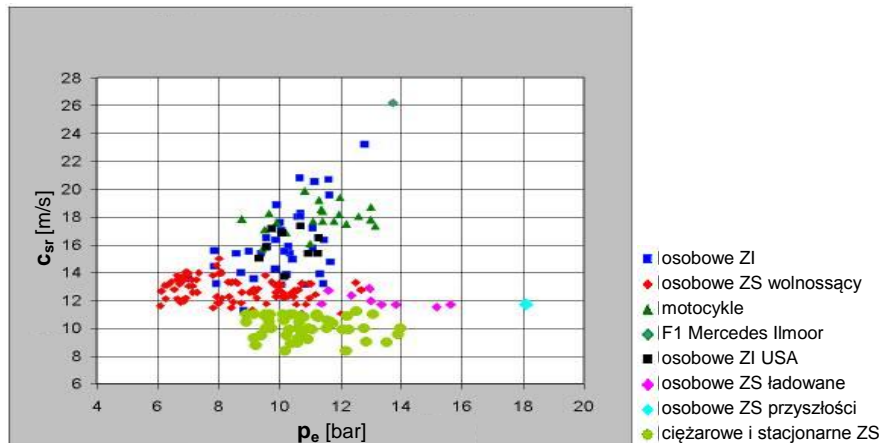
W efekcie dobór średniej prędkości tłoka musi być kompromisem pomiędzy osiąganymi silnika a jego zakładaną trwałością.

Typowe wartości c_{sr} można zestawić następująco:

- silniki wyczynowe ZI: $c_{sr} > 20$ m/s;
- trakcyjne silniki ZI: $c_{sr} > 14 \div 18$ m/s;
- trakcyjne silniki ZS: $c_{sr} > 12 \div 14$ m/s;
- trakcyjne silniki ZS do ciężarówek: $c_{sr} > 10 \div 12$ m/s.

Proporcje pomiędzy wartościami średniego ciśnienia efektywnego oraz średniej prędkości tłoka dla różnych typów silnika pokazuje diagram na Rys. 4.

Diagram ten pokazuje jednoznacznie, iż silniki ZS osiągają niższe wartości c_{sr} . Głównym ograniczeniem szybkobieżności tych silników jest przebieg procesu spalania, a w szczególności tzw. czas zwłoki samozapłonu. Rozwój systemów spalania silników ZS idzie w kierunku minimalizowania tej zwłoki poprzez poprawę przygotowania fizykochemicznego paliwa wtryskiwanego do cylindra (rozdrobienie strugi paliwa, wymieszanie z powietrzem, stworzenie warunków do szybkiego odparowania i przeprowadzenia wstępnych reakcji spalania). W chwili obecnej nowoczesne, ładowane silniki ZS z wysokociśnieniowym, bezpośrednim wtryskiem paliwa uzyskują maksymalne prędkości obrotowe na poziomie 4500 obr/min. Zapewne dalszy rozwój systemów wtrysku pozwoli zapewne na stopniowe, choć powolne przesuwanie tej granicy.



Rys. 4. Zależność pomiędzy średnią prędkością tłoka i średnim ciśnieniem efektywnym dla silników ZI i ZS o różnych zastosowaniach [9]

Fig. 4. Relationships between mean piston speed and mean effective pressure for spark and compression ignition engines serving different purposes [9]

Niższe wartości średnich prędkości tłoka pozwalają jednak silnikom ZS uzyskiwać większe trwałości, a dzięki powszechnie obecnie stosowanemu ładowaniu turbosprężarkowemu osiągają one wyższe średnie ciśnienia efektywne (patrz diagram 4), co pozwala na uzyskiwanie porównywalnych z silnikami ZI mocy jednostkowych. Diagram 4 pokazuje również, iż tendencja powiększania wartości p_e , przy zachowaniu obecnego poziomu c_{sr} , będzie wyznaczać kierunek rozwoju silników ZS w najbliższych latach.

3.5. Współczynnik nadmiaru powietrza

Współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1$ odpowiada warunkowi spalania stechiometrycznego, a więc zgodnego z równaniami chemicznych reakcji utleniania.

Aby spalanie było całkowite (cała masa paliwa ulega spalaniu) i zupełne (produktami reakcji spalania są związki, które nie mogą ulec dalszemu utlenieniu)¹⁰, konieczne jest zapewnienie pewnego nadmiaru powietrza. Z równań (13) i (14) wynika, że zwiększanie współczynnika nadmiaru powietrza wpływa na zmniejszenie mocy silnika, dlatego też należy go minimalizować, rzecz jasna przy spełnieniu warunku zachowania prawidłowości procesu spalania.

Z uwagi na sposób tworzenia mieszanki palnej łatwiej jest osiągnąć ten warunek w silnikach ZI, ponieważ benzyna łatwiej odparowuje i łatwiej tworzy jednorodną mieszankę. Dlatego maksymalny nadmiar powietrza na poziomie 10% ($\lambda = 1,1$) jest zwykle wystarczający (Tabela 1). Spalanie zbyt ubogich mieszanek w silnikach ZI staje się przewlekłe, rosną maksymalne temperatury obiegu, w efekcie dochodzi do wypalania się zaworów i gniazd zaworowych. W silnikach tych, w niektórych trybach pracy (rozruch, przyspieszanie) dopuszcza się wręcz istnienie niedomiaru powietrza (spalanie mieszanki bogatej; $\lambda < 1$).

W silnikach ZS, z uwagi na zastosowanie paliwa złożonego z cięższych frakcji węglowodorów, proces tworzenia prawidłowej mieszanki wymaga specjalnych zabiegów służących rozdrobnieniu strugi paliwa, wymieszaniu paliwa z powietrzem i jego przygotowaniu do spalania.

0,85÷1,1	– silniki benzynowe;
1,4÷1,7	– silniki Diesla, wtrysk bezpośredni (starego typu);
1,15÷1,4	– silniki Diesla, wtrysk pośredni (komory dzielone), wysokociśnieniowy wtrysk bezpośredni);

Tabela 1. Typowe wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ
Table 1. Typical values of excess air coefficient λ

Pierwszy postulat w nowoczesnych silnikach ZS jest realizowany dzięki wtryskowi wysokociśnieniowemu (w systemie Common Rail lub za pomocą pompowtryskiwaczy), drugi dzięki zawirowaniu powietrza w komorze spalania, a w realizacji trzeciego, bardzo istotne znaczenie ma proces ładowania (por. p. 3.7). Dzięki tym zbiegom możliwe jest sukcesywnie zmniejszanie wartości współczynnika λ , przekładające się na wzrost mocy jednostkowych tych silników.

3.6. Zapotrzebowanie powietrza do spalania

¹⁰ Normy emisji spalin sukcesywnie ograniczają dopuszczalne zawartości tlenu węgla i niespalonych węglowodorów w spalinach.

paliwo	$M_{mol} [kmol_{pow}/kg_{pal}]$	$M [kg_{pow}/kg_{pal}]$
benzyna	0,512	14,8
olej napędowy	0,495	14,3

Tabela 2. Wartości zapotrzebowania powietrza do spalania dla benzyny i oleju napędowego [5]

Table 2. Stoichiometric air-fuel ratios for petrol and diesel fuel [5]

Proporcje między ilością powietrza i paliwa w mieszance palnej są ściśle określone. Wynikają one ze stechiometrycznych reakcji spalania i nie ma możliwości wpływania na nie zabiegami konstrukcyjnymi. Z Tabeli 2 wynika, iż wartość zapotrzebowania M dla oleju napędowego jest o ok. 3% mniejsza niż dla benzyny, co jest korzystne z punktu widzenia mocy jednostkowej silnika. W efekcie różnica wartości iloczynu λM dla silników ZS i ZI nieco się zmniejsza (por. Tabele 1 i 2).

3.7. Gęstość powietrza

Parametry opisane w podrozdziałach 3.1-3.6 dają bardzo ograniczone możliwości wpływania na wartości mocy jednostkowych silników (a na wartości takich parametrów jak M czy W_u w ogóle nie daje się wpływać, ponieważ wynikają one z właściwości fizycznych stosowanego paliwa).

W odróżnieniu od tych parametrów, gęstość powietrza daje szerokie możliwości wpływania na moc jednostkową silnika. Zwiększenie gęstości powietrza pozwala na zamknięcie w cylindrze jego większej ilości (w sensie masowym). W konsekwencji, przy zachowaniu proporcji ilości powietrza i paliwa dostarczanych do cylindra, możliwe jest spalanie większej dawki paliwa i uzyskanie większej mocy z określonej objętości cylindra.

Na Rys. 5 przedstawiono zależność mocy jednostkowej od gęstości powietrza na końcu suwu dolotu oraz od ciśnienia ładowania dla następujących parametrów modelu (por. równ. 13):

$\eta_c = 0,50$	$\eta_m = 0,85$	$\eta_v = 0,98$	$\lambda = 1,4$
$W_u = 42 \text{ MJ/kg}_{pal}$	$n = 4000 \text{ obr/min} = 66,7 \text{ Hz}$		$M = 14,3$

Przyjęto typowe wartości parametrów występujące w silnikach ZS z wysokociśnieniowym wtryskiem paliwa. Założono wartość prędkości obrotowej $n = 4000 \text{ obr/min}$, ponieważ silniki wytypowane do szczegółowej analizy (Tabela 3) osiągają maksymalne wartości mocy w tym właśnie obszarze.

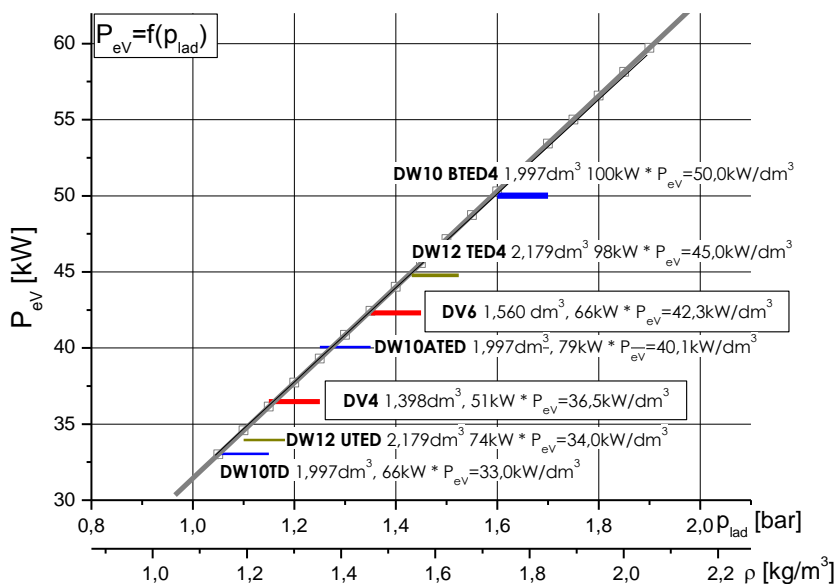
Jak widać z wykresu na Rys 5, zależność mocy jednostkowej silnika od gęstości powietrza (przy założeniu stałości pozostałych parametrów występujących w równ. 14) jest bliska liniowej.

Gęstość czynnika jest ściśle związana z jego ciśnieniem i temperaturą, a związek ten opisuje równanie stanu gazu. W celu uproszczenia analiz traktuje się zwykle powietrze jako gaz doskonały, co prowadzi do zależności w postaci:

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (23)$$

gdzie $R = 287,15 \text{ J/kgK}$ jest indywidualną stałą gazową dla powietrza.

W celu zwiększenia gęstości powietrza należy więc zwiększać ciśnienie czynnika dostarczanego do cylindrów i zmniejszać jego temperaturę. Pierwszy z postulatów wymaga sprężenia powietrza przed dostarczeniem go do cylindrów, drugi jego schłodzenia¹¹. Sprężenie czynnika wymaga zastosowania dodatkowego urządzenia, jakim najczęściej jest sprężarka przepływowa, choć spotyka się inne rozwiązania, takie jak sprężarki objętościowe (typu G lub Rootsa) lub wymienniki impulsów (rozwiązanie stosowane w systemie Complex).



Rys. 5. Wpływ gęstości powietrza (ciśnienia ładowania) na wartość mocy jednostkowych (parametry modelu w tekście). Na wykresie naniesiono parametry wybranych silników ZS koncernu PSA.

Fig. 5 The influence of air density (boost pressure) on the engine unit power for parameters given in the text. Parameters of some chosen PSA group Diesel engines are presented.

Napęd sprężarki wymaga dostarczenia pewnej mocy, przy czym może ona pochodzić z wału silnika (sprężarka mechaniczna) lub ze spalin opuszczających

¹¹ Postulaty te są sobie przeciwstawne, ponieważ sprężaniu czynnika towarzyszy wzrost jego temperatury.

silnik, jeżeli dokona się ich rozprężenia np. na wirniku turbiny (turbosprężarka). Schłodzenie czynnika ma z kolei na celu skompensowanie wzrostu jego temperatury na skutek sprężania, a więc praktyczne zrealizowanie postulatu sprężania izotermicznego. Wymaga to stosowania chłodnicy powietrza ładującego za sprężarką, a przed wlotem do cylindrów¹². Taki proces wymuszonego wzrostu gęstości powietrza dostarczanego do cylindrów nazywa się ładowaniem silnika spalinowego, a realizowany obieg obiegiem silnika ładowanego¹³.

Zakładając izotermiczność procesu sprężania, wzrost ciśnienia ładowania (ciśnienia na wylocie ze sprężarki ładującej) będzie proporcjonalny do wzrostu gęstości, dlatego też zmiany mocy jednostkowej na Rys.5 przedstawiono w funkcji zarówno gęstości jak i ciśnienia ładowania.

Na wykresie usytuowano także przykładowe, seryjnie produkowane silniki ZS koncernu PSA z wtryskiem bezpośrednim. Ich parametry zestawiono w Tabeli 3.

oznaczenie producenta	liczba zaworów/cyli	V_s [dm ³]	$P_{e\ max}$ [kW]	P_{eV} [kW/dm ³]	p_e [bar]
DW10 TD	2	1,997	66	33,0	9,91
DW10 ATED	2	1,997	79	39,6	11,86
DW10 BTED4	4	1,997	100	50,0	15,02
DW12 UTED	2	2,179	74	34,0	10,18
DW12 TED4	4	2,179	98	45,0	13,48
DV4	2	1,398	51	36,5	10,94
DV6	4	1,560	66	42,3	12,68

Tabela 3. Zestawienie parametrów pracy silników wybranych do analizy (Rys. 5) [10]

Table 3. Comparison of engine performances presented in Fig. 5 [10]

Zestawienie parametrów silników przedstawione w Tabeli 3 oraz na Rys. 5 pozwala zaobserwować wyraźne tendencje w konstrukcji trakcyjnych silników spalinowych:

¹² Chłodnicę taką potocznie nazywa się „intercoolerem” lub chłodnicą międzystopniową. Jest to błąd w interpretacji, ponieważ sprężarki ładujące są zwykle jednostopniowe, a określenie „inter” dotyczy położenia między sprężarką a silnikiem.

¹³ Termin „ładowanie” był stosowany przez prof. Gundlacha w celu odróżnienia procesów (w tym obiegów cieplnych) przebiegających pod zwiększonym (w stosunku do atmosferycznego) ciśnieniem początkowym od zjawisk dynamicznych skutkujących poprawą masowego napełnienia maszyn objętościowych – w tym drugim przypadku za właściwe uznawał pojęcie „doładowanie”. Autor jest zwolennikiem takiego rozdzielenia terminologicznego omawianych procesów mając świadomość, iż pojęcie „doładowanie” jest ogólnie przyjęte zarówno w odniesieniu do bezsprężarkowego i jak i sprężarkowego podnoszenia gęstości ładunku w cylindrze.

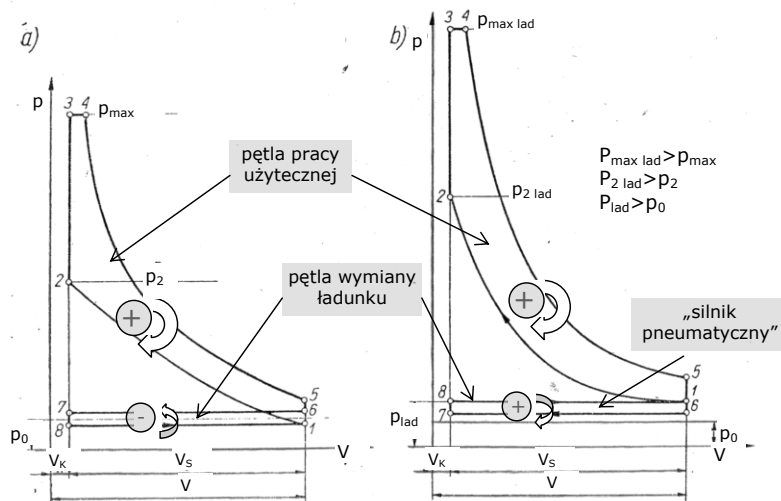
- 1) ładowanie pozwala na stworzenie gamy silników o tych samych wymiarach głównych, opartych na jednostce podstawowej. Wartości osiągniętych mocy różnicuje się poprzez:
 - a) dobór maksymalnej wartości ciśnienia ładowania a także przebieg charakterystyki zmian tego ciśnienia w funkcji prędkości obrotowej oraz obciążenia silnika. Charakterystyka ta jest związana ze sposobem regulacji ciśnienia ładowania. Można jej dokonywać za pomocą zaworów typu wastegate (WG) – upust spalin sprzed turbiny, blow-off valve (BOV) – upust powietrza z za sprężarki lub dump valve (DV) – przepust nadmiaru powietrza z za sprężarki przed turbinę. Coraz częściej tradycyjne sterowanie mechaniczne (ugięcie sprężyny pod wpływem ciśnienia czynnika) zastępuje się złożonym sterowaniem elektronicznym, wykorzystującym sygnały z czujników prędkości obrotowej wału korbowego, przepływu powietrza, temperatury cieczy chłodzącej itd. Alternatywnym w stosunku do metod upustowych i coraz częściej stosowanym sposobem regulacji parametrów ładowania jest zmiana kątów łopatek kierowniczych turbiny w funkcji prędkości obrotowej silnika – pozwala ona na utrzymywanie pracy turbiny w wąskim zakresie maksymalnych sprawności i nie wiąże się ze stratami energetycznymi typowymi dla metod upustowych;
 - b) zastosowanie bądź brak chłodnicy powietrza ładującego;
 - c) konstrukcję głowicy, a w szczególności układu rozrządu (zmiana liczby zaworów na cylinder).

Efekt tych zabiegów jest doskonale widoczny na Rys. 5. Dla silników serii DW10 mamy kolejno 8-zaworową, podstawową jednostkę TD z dwoma zaworami na cylinder, bez chłodnicy powietrza ładującego (pierwszy silnik koncernu PSA z systemem Common Rail), następnie wyposażony w chłodnicę powietrza ładującego silnik ATED (przyrost mocy jednostkowej o 20%) oraz 16-zaworowy silnik BTED4 z chłodnicą i wyższym ciśnieniem ładowania (przyrost mocy jednostkowej o 52%). Podobne prawidłowości są widoczne w porównaniu silników DV4 (8-zaworów, turbina bez kierownicy wstępnej) i DV6 (16 zaworów, turbina z regulowanymi łopatkami kierownicy, chłodnica powietrza ładującego) – w efekcie przyrost mocy jednostkowej jest na poziomie 16%.
- 2) przy tworzeniu typoszeregu silników o różnych mocach, zastosowanie ładowania pozwala na stopniowe zmniejszanie pojemności skokowej silników, przy zachowaniu ich założonej mocy. Widać to wyraźnie porównując starsze konstrukcje silników z nowszymi np: DW10 TD ($V_s=1,997 \text{ dm}^3$) oraz DV6 ($V_s=1,560 \text{ dm}^3$), obydwa osiągające moc 66 kW, przy różnicy pojemności skokowej na poziomie 22%. Mniejsza pojemność skokowa oznacza mniejsze gabaryty silnika, co daje projektantom nadwozi większą swobodę kształtowania bryły pojazdu oraz możliwości poprawy jego właściwości aerodynamicznych. Mniejsze gabaryty przekładają się z kolei na mniejszą masę pojazdu, co skutkuje jego lepszą dynamiką i ekonomiczniejszą eksploatacją.

Oprócz możliwości zwiększenia mocy jednostkowej silnika na skutek spalania większej dawki paliwa w określonej objętości cylindra, ładowanie podnosi sprawność cieplną silnika dzięki:

- odwróceniu ujemnego pola pracy w pętli wymiany ładunku (Rys. 6) na pole pracy dodatniej „silnika pneumatycznego”. W silniku wolnossącym (atmosferycznym), do wymienienia ładunku w cylindrze konieczne jest dostarczenie pracy z zewnątrz (pobranie jej z wału korbowego). W silniku ładowanym powietrze napływa do cylindra pod zwiększonym ciśnieniem (p_{lad}) i już na drodze suwu dolotu przekazuje energię użyteczną na wał silnika. Z tej racji opisany fragment obiegu silnika ładowanego bywa nazywany „silnikiem pneumatycznym”¹⁴;

- poprawie sprawności spalania (dotyczy to głównie silników ZS¹⁵, ponieważ procesy fizykochemiczne przygotowania paliwa do spalania w wyższej temperaturze i przy wyższym ciśnieniu zachodzą szybciej i skuteczniej; dzięki temu następuje również skrócenie zwłoki samozapłonu umożliwiające znaczne rozszerzenie zakresu częstości obrotów silnika);



Rys. 6. Porównanie obiegów silnika wolnossącego (a) i ładowanego (b)

Fig. 6. Comparison of operating cycles in case of atmospheric (a) and charged (b) engines

4. WNIOSKI

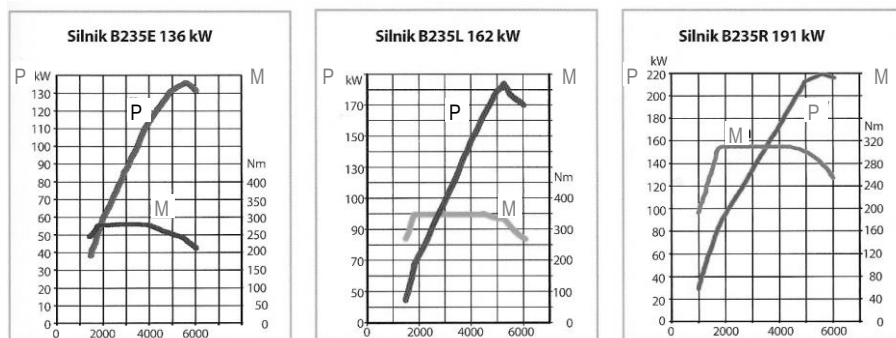
¹⁴ Pojęcie „silnik pneumatyczny” używał prof. Gundlach dla podkreślenia fundamentalnej różnicy w przebiegach pętli wymiany ładunku w obiegach silników wolnossącego i ładowanego.

¹⁵ W silnikach benzynowych, wyższe ciśnienie i temperatura końca sprężania zwiększają skłonność paliwa do spalania detonacyjnego. Wymaga to obniżenia stopnia sprężania na etapie konstrukcji silnika, co pogarsza sprawność cieplną obiegu.

Ładowanie jest w chwili obecnej najskuteczniejszym sposobem zwiększania mocy silników spalinowych.

W zależności od założeń konstrukcyjnych pozwala na zachowanie mocy silników wcześniejszych generacji przy wyraźnym obniżeniu masy i gabarytów nowych jednostek napędowych lub zwiększenie ich mocy przy zachowaniu wymiarów głównych i wykorzystaniu większości podzespołów.

W przypadku silników Diesla ładowanie bardzo korzystnie wpływa na proces spalania poprawiając zdecydowanie właściwości trakcyjne napędzanych pojazdów (silniki ładowane turbozespołami trafiają już do wyścigów samochodowych), sprawność oraz właściwości akustyczne silników. Pozwala na stosunkowo swobodne kształtowanie charakterystyk silników poprzez zmiany parametrów ładowania i zbliżenie się do idealnej (płaskiej) charakterystyki momentu (por. Rys. 7).



Rys. 7. Charakterystyki mocy i momentu silników SAAB - uwagę zwraca płaski przebieg charakterystyk momentu

Fig. 7. Power and torque characteristics of SAAB engines - flat character of torque curve is worth noting

Przy spełnieniu podstawowych wymagań eksploatacyjnych, nie wpływa negatywnie na trwałość silnika

Drugim podstawowym kierunkiem w zwiększaniu mocy jednostkowych silników jest poprawa sprawności napełnienia, jednak wydaje się, że efekty stosowanych w tym kierunku zabiegów nie mogą być tak spektakularne jak w przypadku ładowania i poprawę sprawności napełnienia można rozpatrywać jako jeden z elementów walki o podniesienie sprawności ogólnej silnika.

LITERATURA

- [1] Cheda W., Malski M., 1984: *Silniki – Techniczny poradnik lotniczy*. WKiŁ Warszawa, str 76/3
- [2] Gundlach W.R., Olczyk A., 2002: *Droga od ciepłych maszyn objętościowych do przepływowych, do ich symbiozy i dalej...* – Ciepłe Maszyny Przepływowe - Turbomachinery nr 121, Łódź. str.35-53;

-
- [3] Leyko J., Sygniewicz J, Tomaszun Z., 1988: *Atlas silników spalinowych* - Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź
 - [4] Mysłowski J., 1995: *Doładowanie bezsprężarkowe silników z zapłonem samoczynnym*. WNT Warszawa
 - [5] Niewiarowski K., 1983: *Tłokowe silniki spalinowe*, WKiŁ Warszawa;
 - [6] Ochęduszko S., 1974: *Termodynamika stosowana*, WNT Warszawa;
 - [7] Sochan A., 2008: *Dobór parametrów pracy silnika spalinowego o zapłonie iskrowym z obiegiem Atkinsona w hybrydowym układzie napędowym* – Praca Doktorska, Politechnika Krakowska
 - [8] Wajand J.A., 1980: *Silniki o zapłonie samoczynnym*, WNT Warszawa
 - [9] strona internetowa www.perkins.com
 - [10] strona internetowa <http://en.wikipedia.org/wiki/>